

MOTOR ANTIRATTLER FOR ELECTRIC POWER STEERING DEVICE

Publication number: JP2002136043

Publication date: 2002-05-10

Inventor: IMASHIRO AKIHIKO; YOSHIKUWA YOSHIO;
TOMINAGA TSUTOMU; YONEKATA HIDEKI; TANAKA
TOSHINORI; YAMAMOTO KYOHEI; OKAZAKI
MASABUMI

Applicant: MITSUBISHI ELECTRIC CORP

Classification:

- international: *B62D5/04; H02K7/00; H02K7/116; B62D5/04;
H02K7/00; H02K7/116; (IPC1-7): H02K7/00; B62D5/04;
H02K7/116*

- european:

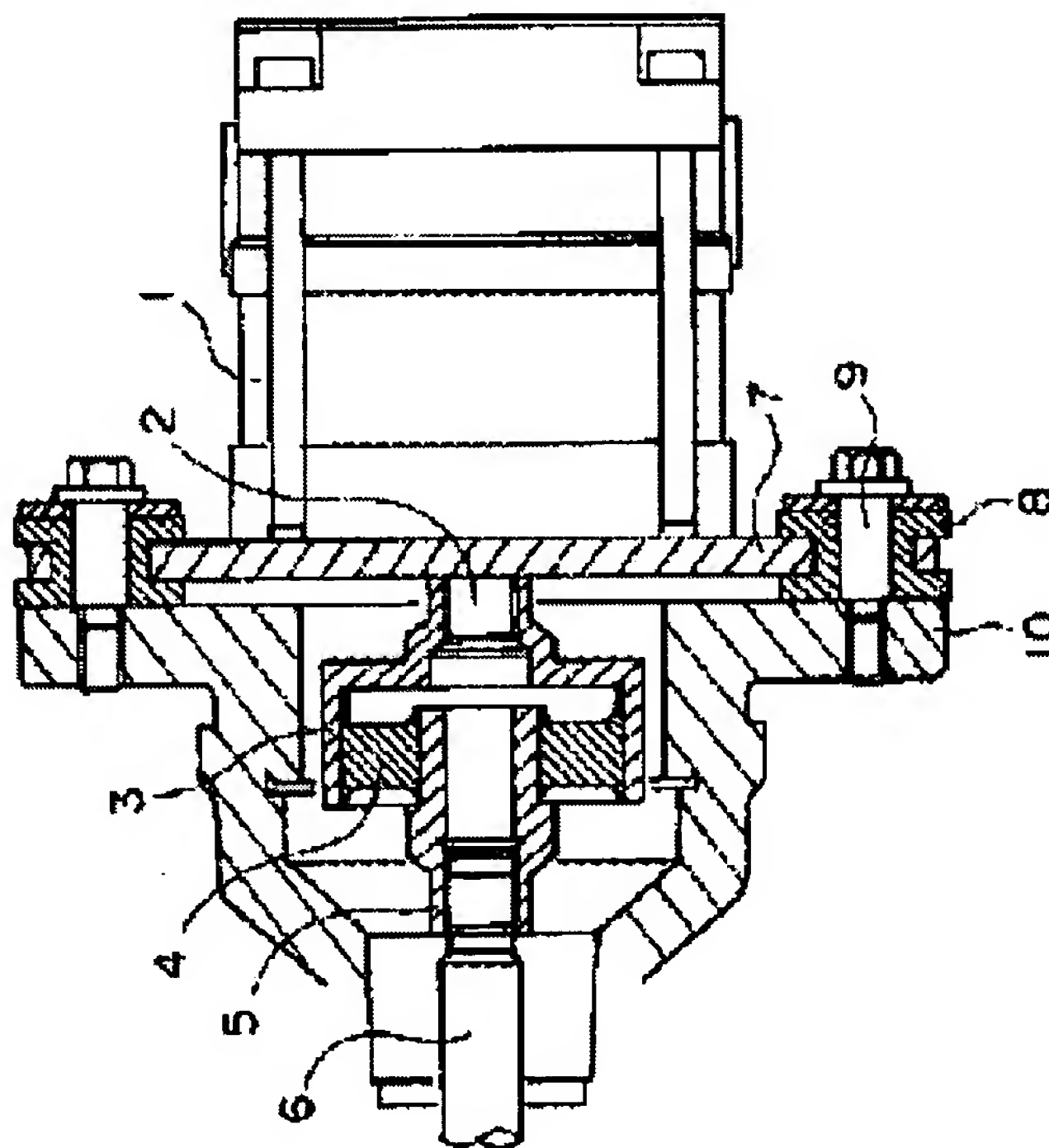
Application number: JP20000323948 20001024

Priority number(s): JP20000323948 20001024

[Report a data error here](#)

Abstract of JP2002136043

PROBLEM TO BE SOLVED: To provide a vibration-proof electric power steering device in which noise is reduced by restraining vibration due to a torque ripple in a motor and the steering feeling is improved. **SOLUTION:** A motor shaft and a worm shaft are connected with a rubber vibration isolator therebetween and the flange of the motor is attached to a column flange with bolts through a rubber vibration isolator mount, thereby the motor is fixed to a steering column.



Data supplied from the **esp@cenet** database - Worldwide

(51)Int.Cl. ⁷	識別記号	F I	テーマト [*] (参考)
H 0 2 K 7/00		H 0 2 K 7/00	B 3 D 0 3 3
B 6 2 D 5/04		B 6 2 D 5/04	5 H 6 0 7
H 0 2 K 7/116		H 0 2 K 7/116	

審査請求 未請求 請求項の数4 O L （全 8 頁）

(21)出願番号	特願2000-323948(P2000-323948)	(71)出願人	000006013 三菱電機株式会社 東京都千代田区丸の内二丁目2番3号
(22)出願日	平成12年10月24日(2000. 10. 24)	(72)発明者	今城 昭彦 東京都千代田区丸の内二丁目2番3号 三 菱電機株式会社内
		(72)発明者	吉桑 義雄 東京都千代田区丸の内二丁目2番3号 三 菱電機株式会社内
		(74)代理人	100057874 弁理士 曾我 道照 （外6名）

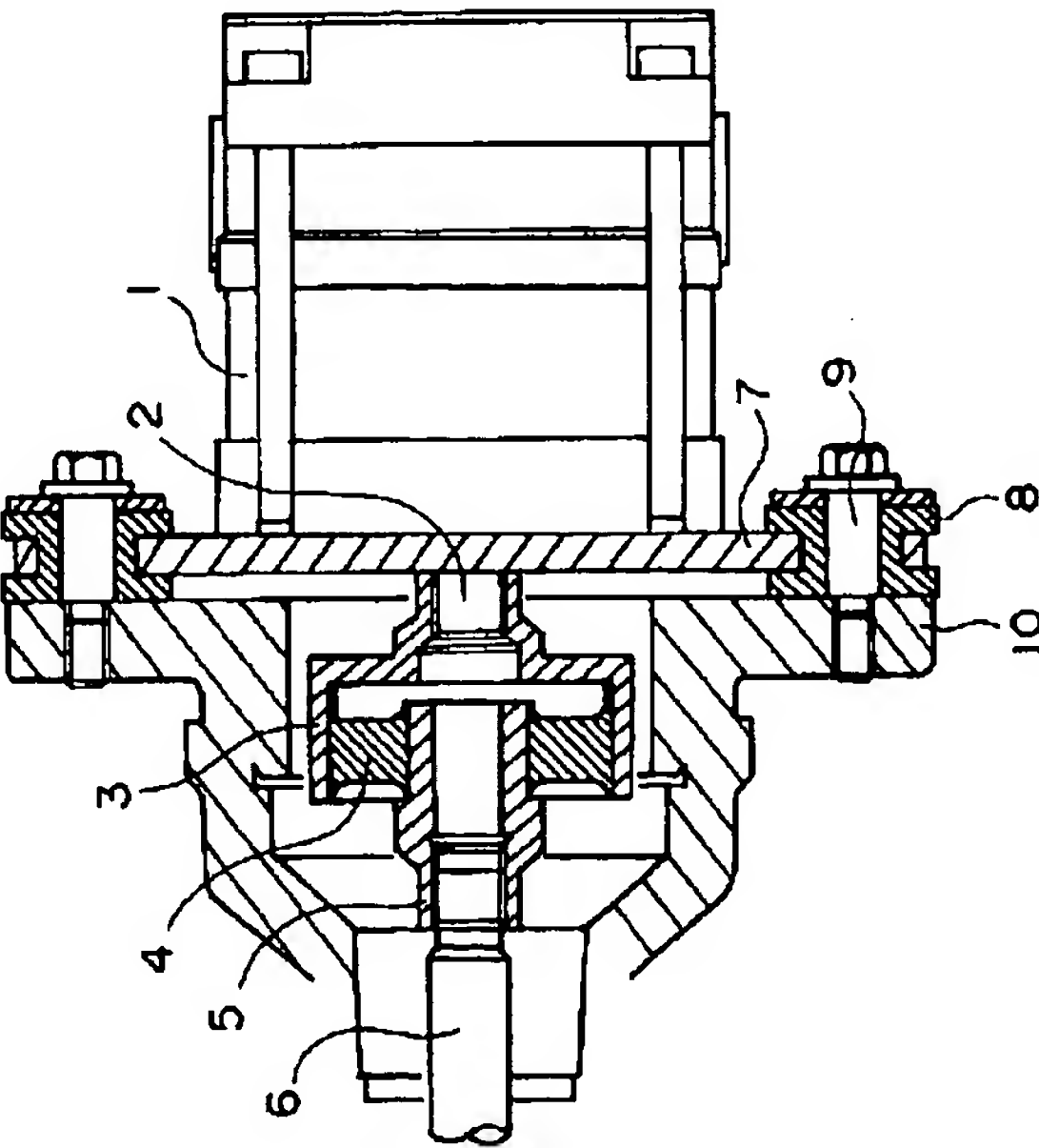
最終頁に続く

(54)【発明の名称】 電動式パワーステアリング装置のモータ防振機構

(57)【要約】

【課題】 モータからのトルクリップルによる振動を抑制して騒音を低減し、操舵フィーリングを改善した電動式パワーステアリング装置のモータ防振機構を提供すること。

【解決手段】 モータ軸と前記ウォーム軸との間を円筒形状の防振ゴムカップリングにより連結し、かつ、防振ゴムマウントを介して前記モータのモータフランジを取り付けボルトによりコラムフランジに取り付けて、前記モータをステアリングコラムに固定する。



【特許請求の範囲】

【請求項１】 モータから補助トルクを付与してステアリングの操舵力をアシストする電動式パワーステアリング装置において、前記モータのトルクを円筒形状の防振ゴムカップリングにより伝達し、かつ、防振ゴムマウントを介して、前記モータをステアリングコラムに固定したことを特徴とする電動式パワーステアリング装置のモータ防振機構。

【請求項２】 前記円筒形状の防振ゴムカップリングは、軸方向長さを l 、円筒形状の外周面の半径を r_2 としたときに、 $r_2/l > 1$ となる程度の扁平かつ厚肉の形状であることを特徴とする請求項１記載の電動式パワーステアリング装置のモータ防振機構。

【請求項３】 前記円筒形状の防振ゴムカップリングは、軸を含む平面で切った断面を、円筒形状の中心孔の内周面側の軸方向寸法が大きく、円筒形状の外周面側の軸方向寸法が小さくなるようにテーパ状に形成されていることを特徴とする請求項１記載の電動式パワーステアリング装置のモータ防振機構。

【請求項４】 前記防振ゴムマウントは、取り付けボルト孔の内周面における取り付けボルトとの軸方向の接触長さをゴムマウントの厚さ以下とし、また、外周直径が小さくされた取り付け部の外周面におけるモータフランジとの軸方向の接触長さをこのモータフランジの厚さ以下としたことを特徴とする請求項１記載の電動式パワーステアリング装置のモータ防振機構。

【発明の詳細な説明】

【０００１】

【発明の属する技術分野】 この発明は、電動式パワーステアリング装置のモータ防振機構に関する。

【０００２】

【従来の技術】 従来の電動式パワーステアリング装置のモータ防振機構としては例えば特開平１１－３３４６１４号公報に記載されているようなものが知られている。これを図９に示す。図９は、この従来の電動式パワーステアリング装置のモータ防振機構の構成を示す図である。

【０００３】 図９において、２０はギヤハウジング、２２はウォームギヤ（ウォーム軸）、２６はウォームギヤ２２と噛み合うウォームギヤホイールである。ウォームギヤホイール２６の回転軸（図示せず）は、図示しない軸受を介してギヤハウジング２０に回転自在に軸支され、ステアリングシャフトと連動して回転するように連結されている。

【０００４】 また、２１はモータの出力軸に一体回転するように連結されたシャフトであり、軸受２３、２４を介してギヤハウジング２０に回転自在に軸支されている。一方、ウォームギヤ２２の右端部は、凹部２２ａを有しており、この凹部２２ａにシャフト２１の突出部２１ａが図９のように挿入され、互いに回転自在に支持さ

れている。そして、シャフト２１の左端部とウォームギヤ２２の右端部との連結部位においては、両者の相対的な回転を規制し一体回転させるため、ゴム等の弾性体からなる振動吸収部材２７が両者の外周面をまたいで巻着されている。

【０００５】 以上のような構成により、モータの出力軸よりシャフト２１へ伝達されたトルクは、全て振動吸収部材２７を介してウォームギヤ２２へ伝達されることになり、モータから発生するトルクリップルは、この振動吸収部材２７で吸収され、ウォームギヤ２２へ伝達されにくくなっている。

【０００６】

【発明が解決しようとする課題】 ところが、上記従来の電動式パワーステアリング装置のモータ防振機構では、ウォームギヤ２２の右端部の凹部２２ａにシャフト２１の突出部２１ａが挿入されているため、シャフト２１の半径方向および軸方向の振動がウォームギヤ２２に伝達される。また、シャフト２１のたわみ振動によりシャフト２１左端の凸部にたわみ角振動（傾き角変動）が生じ、このたわみ角振動が上記凹部２２ａと突出部２１ａとの結合部分を介してウォームギヤ２２に伝達される。

【０００７】 また、モータから伝達されるトルクに関しても、ゴム等の弾性体からなる振動吸収部材２７がシャフト２１とウォームギヤ２２の外周面をまたいで巻着されており、シャフト２１とウォームギヤ２２の継ぎ目のすき間が小さいため、シャフト２１とウォームギヤ２２との小さな相対回転に対しても振動吸収部材２７には大きなせん断ひずみを生じ、振動吸収部材２７が破損しやすいという問題があった。

【０００８】 このように従来の電動式パワーステアリング装置のモータ防振機構は、防振効果が不充分であり、モータからステアリングに伝達される振動を十分に防振できないという問題があり、また、振動吸収材料の強度を確保するのが困難であるという問題があった。

【０００９】 この発明は、このような従来の技術に損する問題点に着目してなされたものであり、その目的とするところは、モータからのトルクリップルによる振動を抑制して騒音を低減し、操舵フィーリングを改善した電動式パワーステアリング装置のモータ防振機構を提供することにある。

【００１０】

【課題を解決するための手段】 上記の目的を達成するために、この発明は、モータから補助トルクを付与してステアリングの操舵力をアシストする電動式パワーステアリング装置において、前記モータのトルクを円筒形状の防振ゴムカップリングにより伝達し、かつ、防振ゴムマウントを介して、前記モータをステアリングコラムに固定している。このように構成することにより、防振ゴムカップリングと防振ゴムマウントとでモータトルクの変動およびモータの振動のステアリング側への伝達を抑制

して伝達音を低減し、操舵フィーリングを改善している。

【0011】また、前記円筒形状の防振ゴムカップリングは、軸方向長さを l 、円筒形状の外周面の半径を r_2 としたときに、 $r_2/l > 1$ となる程度の扁平かつ厚肉の形状としている。このように構成することにより、トルク変動のみならずモータ軸の半径方向振動やモータ軸のたわみ振動によるモータ軸端の傾き角振動を低減して伝達音を低減し、操舵フィーリングを改善している。

【0012】また、前記円筒形状の防振ゴムカップリングは、軸を含む平面で切った断面を、円筒形状の中心孔の内周面側の軸方向寸法が大きく、円筒形状の外周面側の軸方向寸法が小さくなるようにテーパ状に形成してもよい。このように構成すれば、トルク伝達で生じる防振の防振ゴムカップリングのせん断応力を内外周で一様化し、同一のねじりばね定数においては、応力を緩和して強度を高め、また、同一の強度においては、ねじりばね定数およびこじりばね定数を小さくして、防振性能を高めることができる。

【0013】また、前記防振ゴムマウントは、取り付けボルト孔の内周面における取り付けボルトとの軸方向の接触長さをゴムマウントの厚さ以下とし、また、外周直径が小さくされた取り付け部の外周面におけるモータフランジとの軸方向の接触長さをこのモータフランジの厚さ以下としてもよい。このように構成すると、せん断ひずみで加振力を受けることができるため、従来の圧縮ひずみに比べ、ばね定数を小さく設定でき、防振効果を向上することができる。

【0014】

【発明の実施の形態】実施の形態1. 以下この発明の実施の形態1を図1～図4に基づき説明する。なお、図1は実施の形態1に係る電動式パワーステアリング装置の全体構成説明図であり、図2はこの電動式パワーステアリング装置におけるモータ防振機構の構成説明図であり、図3は図2の電動式パワーステアリング装置のモータ防振機構における円筒形状の防振ゴムカップリング部分の断面図であり、図4は実施の形態1に係る防振ゴムカップリングとの比較のために示した一般市販の防振ゴムカップリングの一例についての断面図である。

【0015】図1に示すように、実施の形態1に係る電動式パワーステアリング装置では、モータ1のトルクは、ウォーム軸6に伝達され、さらにウォームホイール16を介してステアリングシャフト17に伝達される。そして、運転者の操舵力がハンドルからステアリングシャフト17に伝達される場合に、この操舵力を補助するようにモータ1のトルクが制御される。また、ステアリングシャフト17のトルクによってタイロッドが左右に動き、タイヤの方向が変更される。

【0016】また、モータ1のトルクをウォーム軸6に伝達する部分においては、図2に示すように、モータ1

のモータ軸2にカップリングフランジ3を取り付け、カップリングフランジ3の内周側に円筒形状の防振ゴムでできた防振ゴムカップリング4を取り付け、この防振ゴムカップリング4の中心孔にカップリングボス5を嵌挿させ、このカップリングボス5を介して、モータ軸2とウォーム軸6とが連結されている。一方、モータ1は、モータフランジ7が複数の円筒形状の防振ゴムマウント8を介し取り付けボルト9によってコラムフランジ10に取付けられることにより、モータ1がステアリングコラム14に固定されている。

【0017】このような構成においては、モータ軸2から伝達されるトルクにより防振ゴムカップリング4の外周部に周方向せん断力が生じ、ウォーム軸6の負荷トルクにより防振ゴムカップリング4の内周部に外周部とは逆向きの周方向せん断力が生じる。

【0018】ここで、防振ゴムカップリング4のねじりばね定数 k_θ 、こじりばね定数 k_ϕ および半径方向のばね定数を k_x について説明する。防振ゴムカップリング4の寸法を図3のように定義する。 r_1 が防振ゴムカップリング4の中心孔内周の半径、 r_2 が防振ゴムカップリング4の外周の半径、 l が防振ゴムカップリング4の軸方向長さである。また、扁平度を α 、厚肉度を β とし、それぞれを $\alpha = r_1/l$ 、 $\beta = r_2/r_1$ で定義する。このとき、ねじりばね定数 k_θ について次の数1が成り立つ。

【0019】

【数1】

$$k_\theta = \frac{4 \times \pi \times l \times r_1^2 \times r_2^2 \times G}{(r_1 + r_2) \times (r_2 - r_1)}$$

【0020】この数1から、防振ゴムカップリング4の外周の半径 r_2 と中心孔の内周の半径 r_1 との差を大きくして厚肉とすれば、ねじりばね定数 k_θ を小さくできることが分る。また、軸方向長さ l を短くし、扁平にすればねじりばね定数 k_θ を小さくできることが分る。

【0021】例えば、 $r_1 = 9 \text{ mm}$ 、 $r_2 = 21.5 \text{ mm}$ 、 $l = 10 \text{ mm}$ 、ゴム硬度 $H_s = 45$ すなわち横弾性係数 $G = 0.064 \text{ kgf/mm}^2$ のとき、 $k_\theta = 789 \text{ kgfmm/rad}$ となり、モータ系の慣性モーメントを 32 kgmm^2 とすれば、ねじり固有振動数は 87.5 Hz と概算できる。

【0022】また、防振ゴムカップリング4の軸が傾斜する方向のこじりばね定数 k_ϕ については、次の数2が成り立つ。

【0023】

【数2】

$$k_\phi = \frac{\pi \times (E + G) \times l^3}{12 \times 1.05 \times (r_2 - r_1)}$$

【0024】ここで、 E は縦弾性係数であり、防振ゴムでは、 $E = 3G$ として近似されることが多い。また、数

2から分るように、こじりばね定数 k_{ϕ} は軸方向長さ l の3乗に比例するため、軸方向長さ l を短くし扁平にすれば、こじりばね定数 k_{ϕ} を効果的に小さくできる。また、厚肉にすれば、すなわち r_2/r_1 を大きくすれば、数2の右辺分母が大きくなり、こじりばね定数 k_{ϕ} を小さくすることができる。

【0025】また、半径方向のばね定数 k_x については、次の数3が成り立つ。

【0026】

【数3】

$$k_x = \frac{\pi \times (E + G) \times l}{\log(r_2/r_1)}$$

【0027】この数3から分るように、半径方向のばね定数 k_x は軸方向長さ l に比例するため、軸方向長さ l を短くして扁平にすれば、半径方向のねじりばね定数 k_x を小さくすることができる。また、厚肉にすれば、すなわち、 r_2/r_1 を大きくすれば、数3の右辺分母が大

きくなり、半径方向のばね定数 k_x を小さくすることができる。

【0028】次に、本実施の形態と一般に市販の防振ゴムカップリングとについて比較する。ここで一般に市販の円筒形状の防振ゴムカップリングとしてNOK株式会社のカタログCat. No. 519. 12-97の22頁に記載されているウルトラブッシュについて、扁平度 α 、厚肉度 β 、扁平厚肉度 $\alpha \times \beta$ 、ねじりばね定数 k_{θ} 、こじりばね定数 k_{ϕ} を計算すると、表1のようになる。なお、このウルトラブッシュの形状および表1における D_2 、 D_3 および L_2 を図4に示す。また、表1中における「本実施例」は、この実施の形態1における具体例として上記に記した数値例のものを示す。また、「中実」は、後記する中実円柱形状の防振ゴムカップリングのものを示す。

【0029】

【表1】

部品番号	D_2	D_3	L_2	$r_1=D_2/2$	$r_2=D_3/2$	L_2	$\alpha=r_2/r_1$	$\beta=r_2/r_1$	$\alpha \times \beta$	k_{θ}	k_{ϕ}	k_{ϕ}/k_{θ}
RB5000	18	12	12	6	9	12	0.5	1.5	0.75	625	286	0.46
RB5005	17	14	20	7	8.5	20	0.35	1.21	0.42	2450	2760	1.13
RB5010	19	14	15	7	9.5	15	0.467	1.36	0.64	1290	741	0.37
RB5015	22	14	20	7	11	20	0.35	1.57	0.55	1320	1190	0.90
RB5020	20	14	47	7	10	47	0.15	1.43	0.21	3630	19500	5.37
RB5025	22	16	21	8	11	21	0.38	1.38	0.52	2290	1950	0.85
RB5030	25	16	20	8	12.5	20	0.4	1.56	0.62	1740	1200	0.69
RB5035	27	16	22	8	13.5	22	0.36	1.69	0.61	1750	1360	0.78
RB5040	27.5	17	20	8.5	13.75	20	0.43	1.62	0.69	1880	1110	0.59
RB5045	31.5	17	25	8.5	15.75	25	0.34	1.85	0.63	2050	1700	0.83
RB5050	27	18	28	9	13.5	28	0.32	1.5	0.48	3280	3630	1.13
RB5055	30	18	25	9	15	25	0.36	1.67	0.6	2540	2050	0.81
RB5060	28	22	25	11	14	25	0.44	1.27	0.56	5360	4340	0.88
RB5065	37	22	30	11	18.5	30	0.37	1.68	0.62	4520	3480	0.77
RB5070	31	22	36	11	15.5	36	0.31	1.41	0.43	7060	9120	1.29
RB5075	34	23	40	12.5	18	40	0.31	1.29	0.31	9710	11750	1.21
RB5080	46	27	33	13.5	23	33	0.41	1.70	0.70	7380	4520	0.61
RB5085	41	28	34	14	20.5	34	0.41	1.46	0.60	10040	6910	0.69
RB5090	46	29	76	14.5	23	76	0.19	1.59	0.30	21330	63770	2.99
RB5095	46	29	102	14.5	23	102	0.14	1.59	0.23	28620	154160	5.39
RB5100	56	32	45	16	28	45	0.36	1.75	0.63	13760	10910	0.79
RB5105	55	35	60	17.5	27.5	60	0.29	1.57	0.46	24840	32030	1.29
RB5110	66	40	55	20	33	55	0.36	1.65	0.60	27970	22370	0.80
RB5115	60	46	80	23	30	80	0.29	1.30	0.38	82570	129130	1.56
本実施例				9	21.5	10	0.9	2.39	2.15	789	76.96	0.0974
中実				-	20	20	1	-	-	804	1210	1.50

【0030】この結果、一般市販のもの（ウルトラブッシュ）では、扁平度 α は0.5以下、厚肉度 β は1.8以下、扁平厚肉度 $\alpha \times \beta$ は0.75以下となっている。これに対し、実施の形態1では、扁平度 α は0.9、厚肉度 β は2.39、扁平厚肉度 $\alpha \times \beta$ は2.15であり（表1における本実施例の欄参照）、実施の形態1はNOK株式会社のウルトラブッシュに比べて、扁平、厚肉であることが分る。

【0031】そして、このように扁平、厚肉とした結果、本実施の形態の k_{ϕ}/k_{θ} は0.0974であり、表1のウルトラブッシュの最小値0.46に対して4.7分の1まで小さくできている。すなわち、本実施の形

態は、同一のねじりばね定数 k_{θ} において、こじりばね定数 k_{ϕ} を4.7分の1まで小さくできることになる。

【0032】このように本実施の形態1におけるように、防振ゴムカップリング4の軸方向長さを l 、円筒形状の中心孔の内周面の半径を r_1 、円筒形状の外周面の半径を r_2 、扁平度を α （ $\alpha=r_1/l$ ）、厚肉度を β （ $\beta=r_2/r_1$ ）、扁平厚肉度を $\alpha \times \beta$ としたとき、 $\alpha \times \beta > 1$ となる程度に、すなわち、 $(r_2/l) > 1$ となる程度に、扁平で厚肉の形状とすることによって、トルク変動のみならずモータ軸2の半径方向振動やモータ軸2のたわみ振動によるモータ軸端の傾き角振動を低減する。また、この結果、モータ1からの伝達音を低減で

き、操舵フィーリングを改善することができる。

【0033】なお、本実施の形態の円筒形状の防振ゴムカップリング4を中実円柱形状の防振ゴムカップリングと比較するために、中実円柱形状の防振ゴムカップリングについて述べる。

【0034】一般に市販されているNOK株式会社の前記カタログCat. No. 519. 12-97の14頁に記載されているS型マウントような中実円柱形状の防振ゴムカップリングに関し、ねじりばね定数 k_{θ} とこじりばね定数 k_{ϕ} は、次の数4および数5により計算できる。

【0035】

【数4】

$$k_{\theta} = \frac{\pi \times G \times r^4}{2 \times l}$$

【数5】

$$k_{\phi} = \frac{E \times I}{l}$$

【0036】ここで、 r ＝中実円柱形状の防振ゴムカップリングの半径

l ＝中実円柱形状の防振ゴムカップリングの軸方向長さ

I ＝中実円柱形状の防振ゴムカップリングの断面2次モーメント $=\pi \times (r^4/4)$

である。また、数5のこじりばね定数 k_{ϕ} は、円柱形状の防振ゴムカップリングを片持ちはりとして導いたものである。

【0037】また、上記数4および数5において、 $r=20\text{mm}$ 、 $l=20\text{mm}$ とすれば、

$k_{\theta}=804\text{kgfmm/rad}$

$k_{\phi}=1210\text{kgfmm/rad}$

となる。これらの値は、前述のように表1における「中実」の欄に示している。

【0038】上記のように、中実円柱形状の防振ゴムカップリングは、ねじりばね定数 k_{θ} については本実施の形態と同程度であるが、こじりばね定数 k_{ϕ} については本実施の形態の約1.6倍と大きな値となる。したがって、モータ1のモータ軸2がたわみモータ軸2の端部が傾くような振動に関しては、本実施の形態よりも1.6倍振動を伝達し、振動および騒音の問題を引き起こしやすくなる。

【0039】実施の形態2. 次に、実施の形態2について図5を参照しながら説明する。なお、図5は、実施の形態2に係る円筒形状の防振ゴムカップリング部分の断面図である。この実施の形態2は、実施の形態1において、円筒形状の防振ゴムでできた防振ゴムカップリング4を図5に示したような形状としたものである。すなわち、この実施の形態2における円筒形状の防振ゴムでできた防振ゴムカップリング4は、軸方向の断面において、円筒形状の中心孔の内周面側を厚く（つまり、中心孔の内周面の軸方向の長さ l_1 を大きく）、円筒形状の

外周面側を薄く（つまり、外周面の軸方向の長さ l_2 を小さく）なるようにテーパ状としたものである。なお、電動式パワーステアリング装置のモータ防振機構についてのその他の構成は、実施の形態1と同一である。

【0040】防振ゴムカップリング4は、実施の形態1において述べたように扁平であることが好ましいが、トルク伝達で生じるせん断応力が許容値内に収まるような厚さにしなければならない。ところで、せん断応力は、周長と半径に反比例するので、内周側から外周側に行くに従い半径の2乗に反比例して小さくなる。

【0041】したがって、図5に示したような断面をテーパ状とした円筒形状の防振ゴムカップリング4を形成することが可能になる。また、この図5に示した円筒形状の防振ゴムカップリング4において、伝達トルクにより発生するせん断応力が最内周と最外周で等しくなるときには、次の数6が成り立つ。

$$\text{【数6】 } l_1 \times r_1^2 = l_2 \times r_2^2$$

例えば、ゴム硬度をHs55すなわち横弾性係数 G を実施の形態1の1.6倍の 0.10kgf/mm^2 とする。これにより、ゴムのせん断応力は、0.59倍となり38%低減できる。そして、 l_1 を実施の形態1における l_1 と同じく 10mm とし、 r_1 を実施の形態1における r_1 と同じく 9mm とし、さらに、 r_2 を実施の形態1における r_2 に対し 3.5mm 増やして 25mm とすると、外周面側の軸方向長さ l_2 は数6より 1.2mm となる。このとき、ねじりばね定数 k_{θ} は 767kgfmm/rad となり、実施の形態1と同程度の値が確保できる。

【0042】実施の形態2は、このように構成することにより、モータのトルク伝達により発生する防振ゴムカップリング4のせん断応力を内外周で一様化することにより、同一のねじりばね定数 k_{θ} において応力を緩和して強度を高め、また、同一の強度においてねじりばね定数 k_{θ} およびこじりばね定数 k_{ϕ} を小さくして、防振性能を高めることができる。

【0043】実施の形態3. 次に、実施の形態3について図6および図7に基づき説明する。図6は、実施の形態3に係る電動式パワーステアリング装置のモータ防振機構における防振ゴムマウントの拡大断面図であり、図7は、比較のために示した電動式パワーステアリング装置のモータ防振機構に使用可能な従来の防振ゴムマウントの断面図である。

【0044】図6および7において、7はモータ1を保持するモータフランジ、8はこのモータフランジ7を防振支持する防振ゴムマウント、9はこの防振ゴムマウント8の保持する取り付けボルト、10はこの取り付けボルトを支持するコラムフランジである。

【0045】そして、防振ゴムマウント8の外周直径が小さくされた取り付け部の外周面に段差を設け、モータフランジ7と防振ゴムマウント8との接触部分8aの軸

方向長さを小さくしている。同様に、防振ゴムマウント 8 の取り付けボルトを挿通する取り付けボルト孔の内周面におけるコラムフランジ 10 側に軸方向に短い突起部分 8 b を設け、防振ゴムマウント 8 と取り付けボルト 9 とをこの突起部分 8 b だけで接触させている。このため、モータフランジ 7 とコラムフランジ 10 とで挟み込まれたダブルハッチング部分（図 6 において××××で表した断面部分）のせん断を介して、モータ加振力がコラムフランジ 10 に伝達される。

【0046】これに対し、図 7 に示した従来の防振ゴムマウント 11 では、モータフランジ 7 と従来の防振ゴムマウント 11 とモータフランジ 7 および取り付けボルト 9 とが密着する。このため、ダブルハッチング部分（図 7 において××××で表した断面部分）の外周直径が小さくされた取り付け部分の圧縮を介して、モータ加振力がコラムフランジ 10 に伝達される。

【0047】このように実施の形態 3 によれば、防振ゴムマウント 8 は、モータ 1 の加振力をせん断ひずみを介して受け、図 6 に記載した従来の防振ゴムマウント 11 の場合のように圧縮による振動伝達がないため、振動遮断特性に優れている。

【0048】実施の形態 4. 次に、実施の形態 4 について図 8 に基づき説明する。図 8 は、実施の形態 4 に係る電動式パワーステアリング装置のモータ防振機構の構成説明図である。

【0049】この実施の形態 4 は、図 8 に示すように、モータ軸 2 とウォーム軸 6 との間に実施の形態 2 において示した軸方向断面がテーパ状の防振ゴムカップリング 4 を設け、モータフランジ 7 とコラムフランジ 10 の間に実施の形態 3 に示したせん断型の防振ゴムマウント 8 を設けたものである。

【0050】したがって、この実施の形態 4 によれば、モータ 1 のトルク変動やモータ軸 2 の振動は半径方向断面がテーパ状の防振ゴムカップリング 4 によって遮断され、また、モータ 1 の加振力が防振ゴムマウント 8 によって遮断される。

【0051】

【発明の効果】本発明によれば、モータから補助トルクを付与してステアリングの操舵力をアシストする電動式パワーステアリング装置において、前記モータのトルクを円筒形状の防振ゴムカップリングにより伝達し、かつ、防振ゴムマウントを介して、前記モータをステアリングコラムに固定しているので、防振ゴムカップリングと防振ゴムマウントとでモータトルクの変動およびモータの振動のステアリング側への伝達を抑制して伝達音を低減し、操舵フィーリングを改善することができる。

【0052】また、本発明によれば、前記円筒形状の防振ゴムカップリングは、軸方向長さを l 、円筒形状の外周面の半径を r_2 としたときに、 $r_2/l > 1$ となる程度の扁平かつ厚肉の形状としているので、トルク変動のみ

ならずモータ軸の半径方向振動やモータ軸のたわみ振動によるモータ軸端の傾き角振動を低減して伝達音を低減し、操舵フィーリングを改善することができる。

【0053】また、本発明によれば、前記円筒形状の防振ゴムカップリングは、軸を含む平面で切った断面を、円筒形状の中心孔の内周面側の軸方向寸法が大きく、円筒形状の外周面側の軸方向寸法が小さくなるようにテーパ状に形成しているので、トルク伝達で生じる防振ゴムカップリングのせん断応力を内外周で一様化し、同一のねじりばね定数においては、応力を緩和して強度を高め、また、同一の強度においては、ねじりばね定数およびこじりばね定数を小さくして、防振性能を高めることができる。

【0054】また、本発明によれば、前記防振ゴムマウントは、取り付けボルト孔の内周面における取り付けボルトとの軸方向の接触長さをゴムマウントの厚さ以下とし、また、外周直径が小さくされた取り付け部の外周面におけるモータフランジとの軸方向の接触長さをこのモータフランジの厚さ以下としているので、せん断ひずみで加振力を受けることができる。したがって、従来の圧縮ひずみに比べ、ばね定数を小さく設定でき、防振効果を向上することができる。

【図面の簡単な説明】

【図 1】 実施の形態 1 に係る電動式パワーステアリング装置の全体構成説明図である。

【図 2】 図 1 の電動式パワーステアリング装置におけるモータ防振機構の構成説明図である。

【図 3】 図 2 の電動式パワーステアリング装置のモータ防振機構における円筒形状の防振ゴムカップリング部分の断面図である。

【図 4】 比較のために示した一般市販の防振ゴムカップリングの一例についての断面図である。

【図 5】 実施の形態 2 に係る円筒形状の防振ゴムカップリング部分の断面図である。

【図 6】 実施の形態 3 に係る電動式パワーステアリング装置のモータ防振機構における防振ゴムマウントの拡大断面図である。

【図 7】 比較のために示した電動式パワーステアリング装置のモータ防振機構に使用可能な従来の防振ゴムマウントの断面図である。

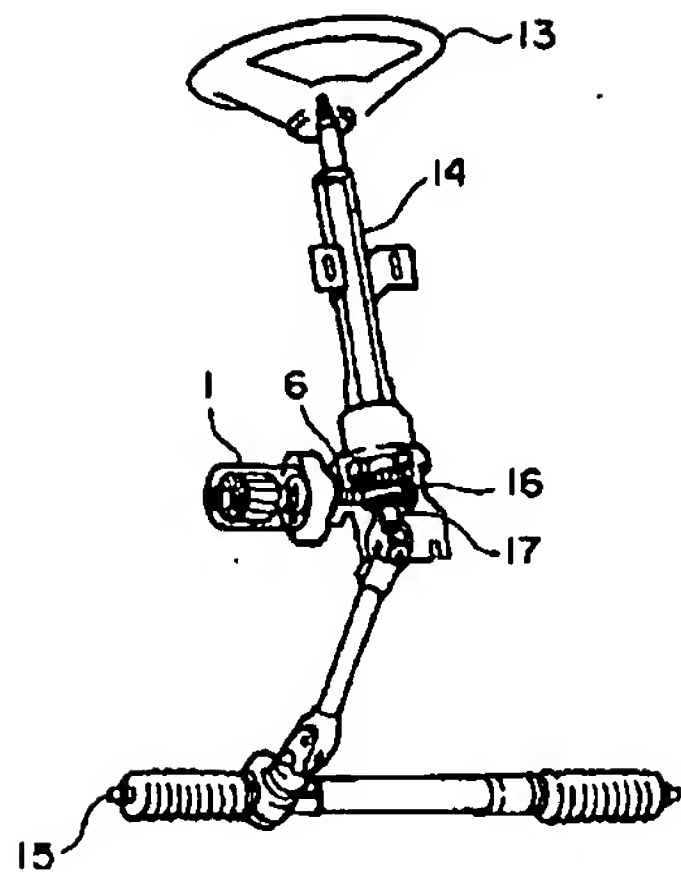
【図 8】 実施の形態 4 に係る電動式パワーステアリング装置のモータ防振機構の構成説明図である。

【図 9】 従来の電動式パワーステアリング装置のモータ防振機構の構成を示す図である。

【符号の説明】

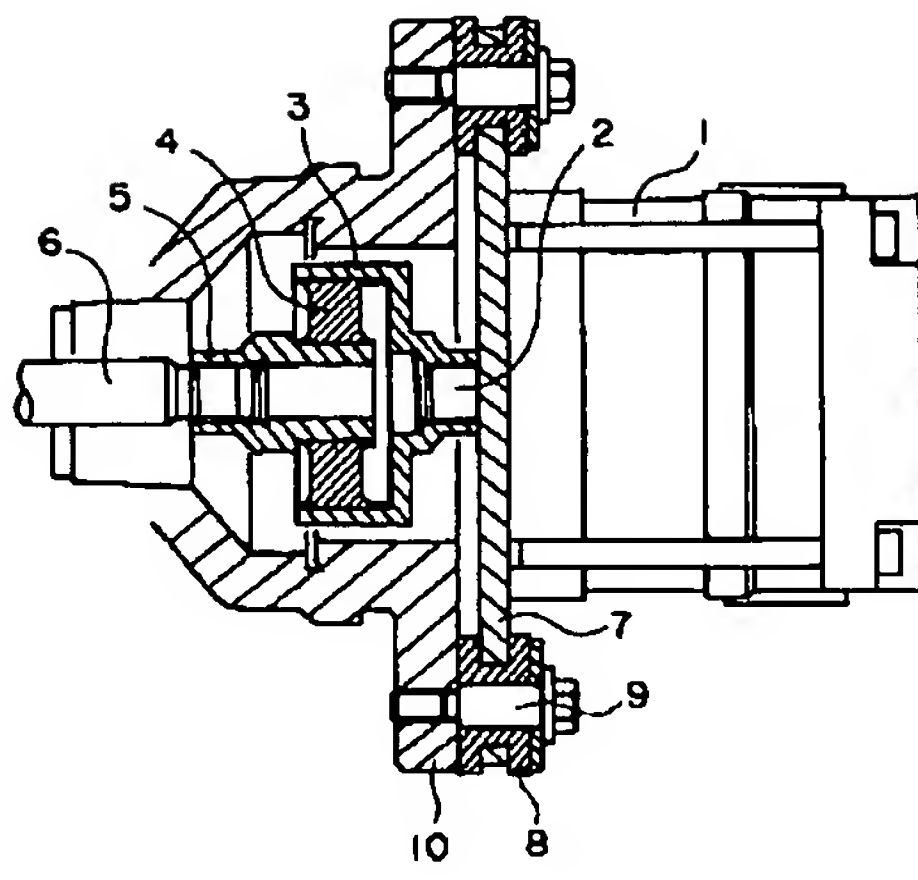
1 モータ、2 モータ軸、4 防振ゴムカップリング、6 ウォーム軸、7 モータフランジ、8 防振ゴムマウント、9 取り付けボルト、10 コラムフランジ、14 ステアリングコラム、17 ステアリングシャフト。

【図 1】



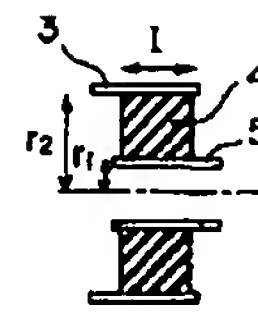
【図 4】

【図 2】

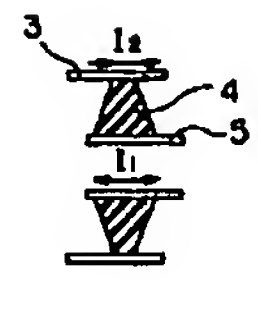


【図 6】

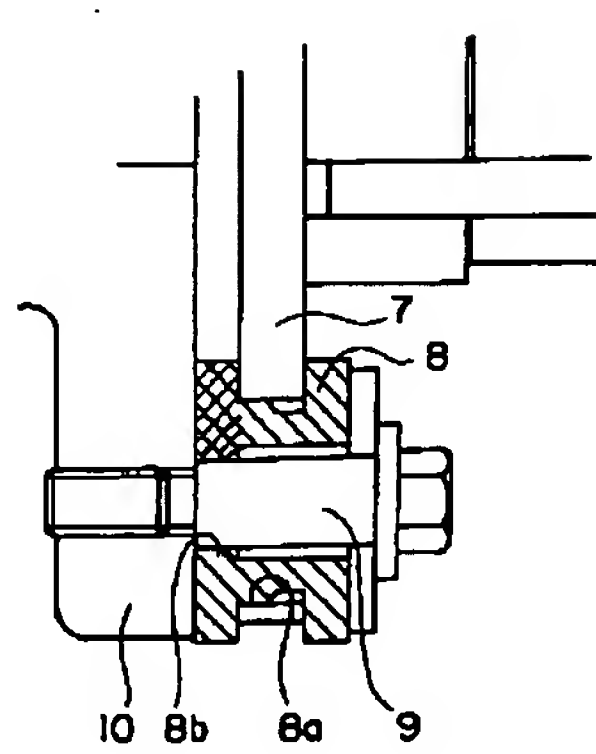
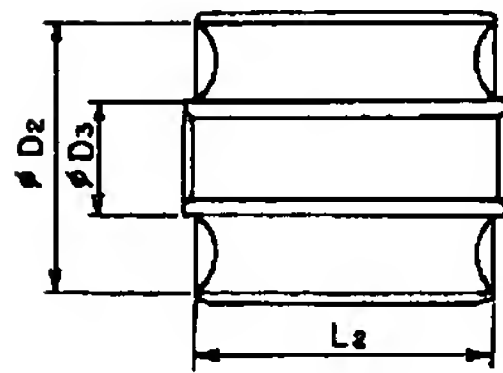
【図 3】



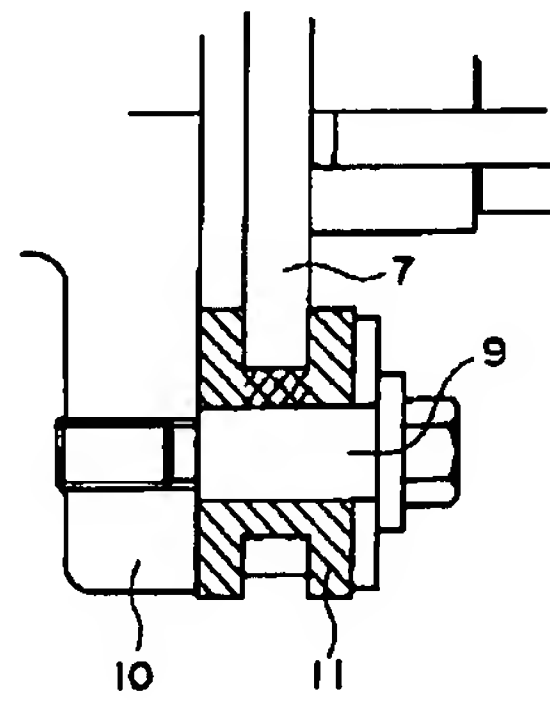
【図 5】



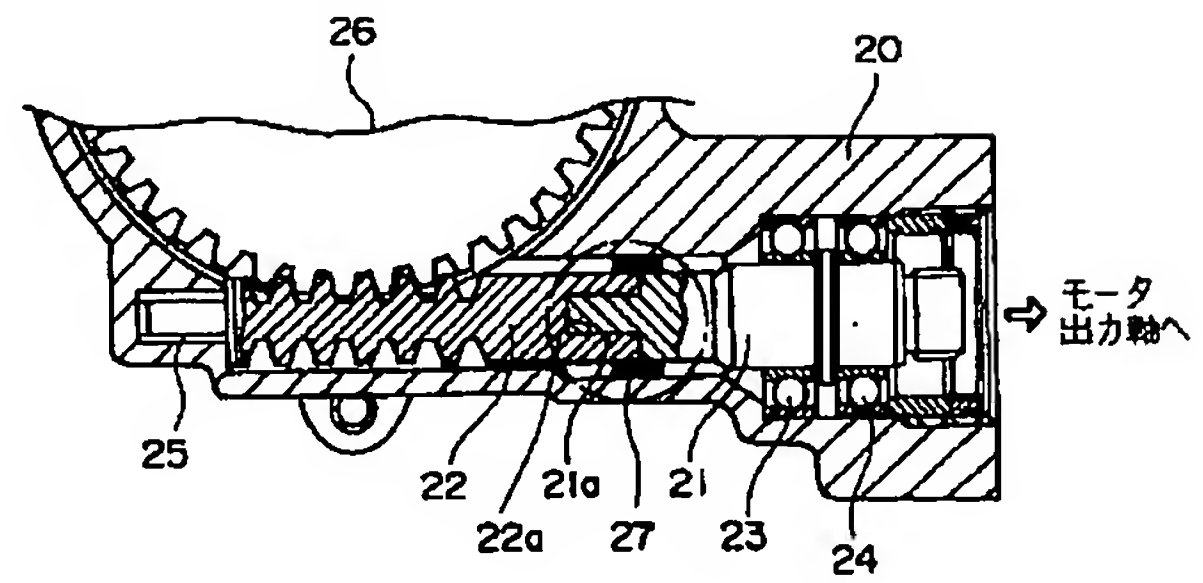
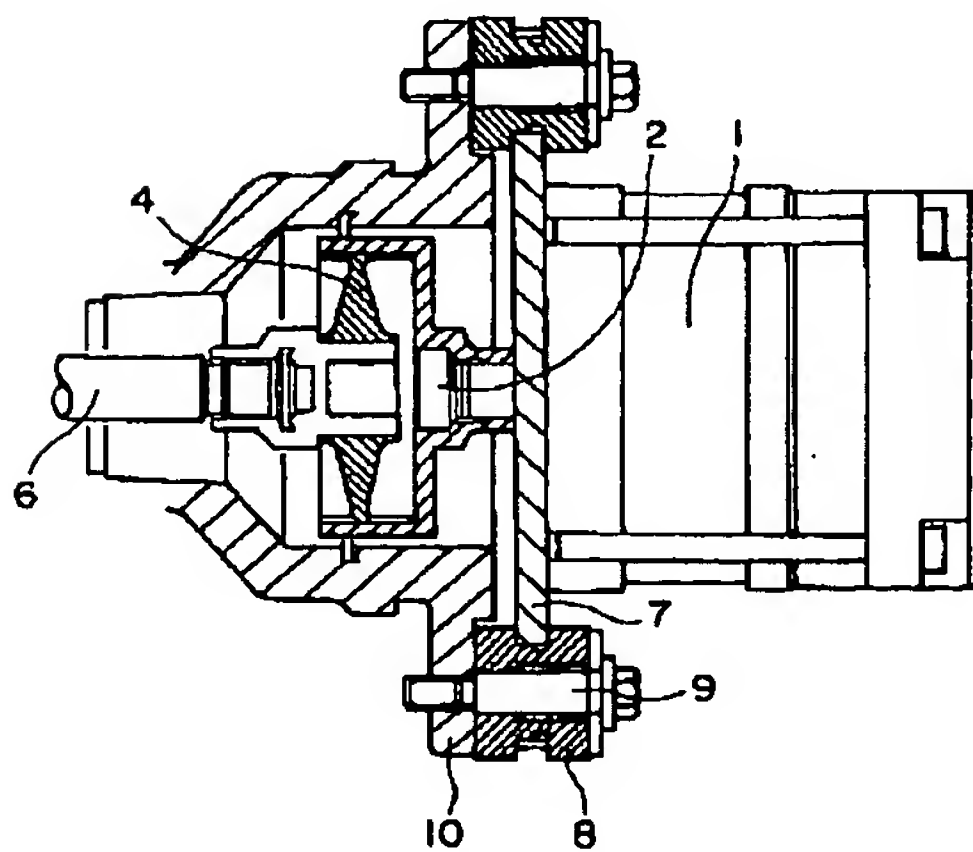
【図 7】



【図 8】



【図 9】



フロントページの続き

(72)発明者 富永 努
東京都千代田区丸の内二丁目 2 番 3 号 三
菱電機株式会社内
(72)発明者 米賀多 秀樹
東京都千代田区大手町二丁目 6 番 2 号 三
菱電機エンジニアリング株式会社内
(72)発明者 田中 俊則
東京都千代田区丸の内二丁目 2 番 3 号 三
菱電機株式会社内

(72)発明者 山本 京平
東京都千代田区大手町二丁目 6 番 2 号 三
菱電機エンジニアリング株式会社内
(72)発明者 岡崎 正文
東京都千代田区丸の内二丁目 2 番 3 号 三
菱電機株式会社内
F ターム(参考) 3D033 CA02
5H607 AA04 BB01 CC03 EE32 JJ05
JJ08